

流下液膜式氷蓄熱システムの研究

著者	後藤 文宏
学位授与機関	東京商船大学
学位授与年度	1995
URL	http://id.nii.ac.jp/1342/00000676/

学 位 論 文

題 目 流下液膜式氷蓄熱システムの研究

指導教官 藤 田 稔彦

課 程 名 商船学研究科 商船システム工学専攻

学籍番号・氏 名 94107 後藤 文宏

平成 8 年 1 月 31 日 提 出



流下液膜式氷蓄熱システムの研究

第一章 流下液膜式氷蓄熱システム

1 - 1	はじめに	1
1 - 2	流下液膜式氷蓄熱システムの構成	2

第二章 解氷および追掛け運転特性

2 - 1	実験目的および実験条件	5
2 - 2	実験装置および実験方法	6
2 - 3	実験結果	
2-3-1	解氷運転における負荷および散布水流量の影響	7
2-3-2	ブリッジング状態からの解氷運転	11
2 - 4	追掛け運転時の特性	17
2 - 5	氷が残っている状態で製氷運転を行ったときの影響	18
2 - 6	まとめ	20

付録

付 - 1	実験目的	22
付 - 2	主な記号	22
付 - 3	実験条件	24
付 - 4	実験装置および実験方法	27
付 - 5	実験結果の解析方法	
付-5-1	熱伝達率の求めかた	30
付-5-2	ブラインの流速 u_B [m/s] より h_B を求める	31
付-5-3	水膜流量 Γ [kg/(m·s)] より h_F を求める	33
付-5-4	ブラインと水膜の間の熱通過率 U より h_B 、 h_F を求める	34
付 - 6	実験結果および考察	
付-6-1	ブラインの熱伝達率	35
付-6-2	流下水膜の熱伝達率	40

付-6-3 h_B 、 h_F を少しずつ変えながら探した熱伝達率	43
付-7 まとめ	46
謝辞	47
参考文献	48

第一章 流下液膜式氷蓄熱システム

1-1 はじめに

ここ数年夏期昼間のピーク電力は冷房需要などによって著しく増加している。このピーク電力の一部を夜間にシフトして電力負荷の平準化を推進するため蓄熱式空調システムの普及が図られている。

蓄熱システムは、夜間の余剰電力を利用して蓄熱を行うものである。その貯蔵された熱エネルギーは昼間の空調に利用される。蓄熱システムは蓄熱体の種類、搬送方法、相変化の方式の違いなどにより様々な種類が採用されている。それらの中でここでは蓄熱槽を小型化できる、という特徴を持つ氷蓄熱システムについて取り上げる。

電力においては、夜間電力料金割引制度、選択約款（届出制の料金メニュー）が設けられている。また氷蓄熱システムの普及促進のためシステム設置に対する国による補助金制度（利子補助）の創設、税制上の優遇措置（エネルギー需給構造改革投資促進税制）による支援、などが図られている。

著者ら¹⁾は、従来のアイス・オン・コイル方式よりも優れた特性を持つと予想される新方式の氷蓄熱システム、すなわち「冷水槽の上方に熱交換器コイルを設置しコイルの上方から槽内水または空調負荷からの環水を散布して、製氷・解氷を行う流下液膜式氷蓄熱システム」を提案し模型実験を行った。そして、解氷および追掛け運転特性、流下水膜の熱伝達率、管内ブラインの熱伝達率などを調べる。

第一章では流下液膜式氷蓄熱システムでの製氷・解氷運転のしくみを示す。第二章では解氷および追掛け運転時の特性について調べる。解氷運転における散布水流量の影響、ブリッジング状態（隣接する氷が互いに結合している状態）からの解氷、追掛け運転時の様子などについて実験を行い整理した。第三章ではコイル表面に沿って流下する水膜の熱伝達率、管内ブラインの熱伝達率などを調べる。

1 - 2 流下液膜式氷蓄熱システムの構成

実験装置の構成を図1.1に示す。従来のアイス・オン・コイルなどは水槽内に熱交換器コイルを持ち、水槽内で製氷・解氷を行うのに対して、本システムは冷水槽の上方に熱交換器コイルを設置しコイルの上方から水を散布して製氷・解氷を行うシステムである。

このシステムの特徴としては次のものがあげられる。まず第一に、水槽への水張り量が少なくて済むということ。つまり、目的とする製氷量を水槽にためれば良い。加えて水張り量が少ないため、冷房負荷が増大しても安定して冷水が取り出せる。また、追掛け運転時（冷凍機を運転したまま解氷運転を行う）も直接、散布水と冷媒が熱交換を行うのでCOPが良い。アイス・オン・コイルとは異なり解氷するために水槽を攪拌する必要がないため、攪拌装置、攪拌動力が要らない。水槽の水位の変化から氷量をより正確に検出できる。

製氷および解氷を行う蓄熱槽は気密保温構造とし、中に散水管と熱交換器コイルを配置している。コイルは直管部を仕切板の外に置き、直管部のみを製氷部としている。本実験装置（写真1.1）は蓄熱槽の前面を二重の亚克力樹脂板で製氷・解氷状態が観察できるようにしている。また、コイル下端から落下する散布水を集め、温度を計測するために蓄熱槽の下部に樋を取り付け、その真下に円筒型水槽を設けて、水位差からコイルへの着氷量が正確に計測できるようにしている。

製氷時は冷媒を熱交換器コイルの最上段から順次下の段へと循環させる。それと同時に水槽の水をポンプで散水管に送り、コイル上端に散布（滴下）する。一方解氷時は冷凍機を停止し冷媒の流れを止めて、水槽からの冷水は空調負荷側へ供給される。温度が上昇した環水は再び散水管より散布される。ここでは、冷媒であるブラインと散布水の流量測定に電磁流量型、図1.1に示す各点の温度測定にT熱電対とデジタル多点式温度記録計を用いている。

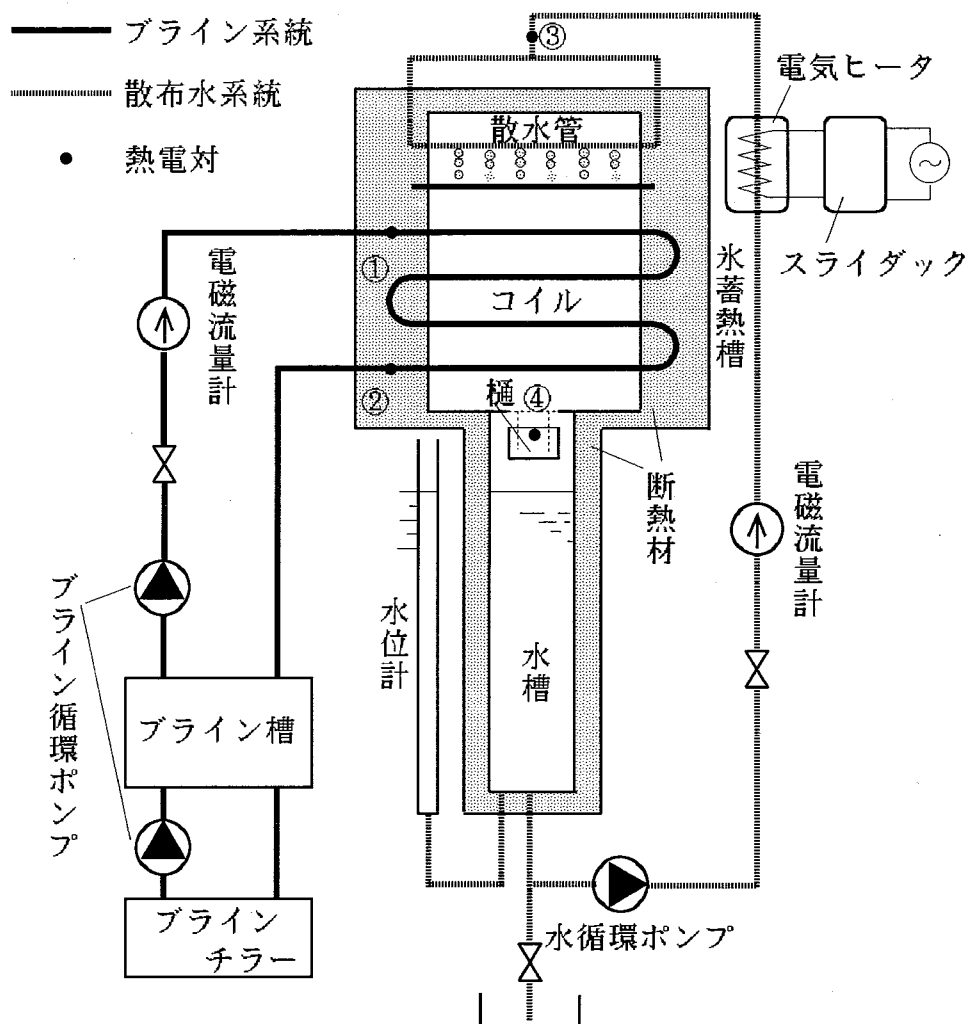


図1.1 実験装置の概略

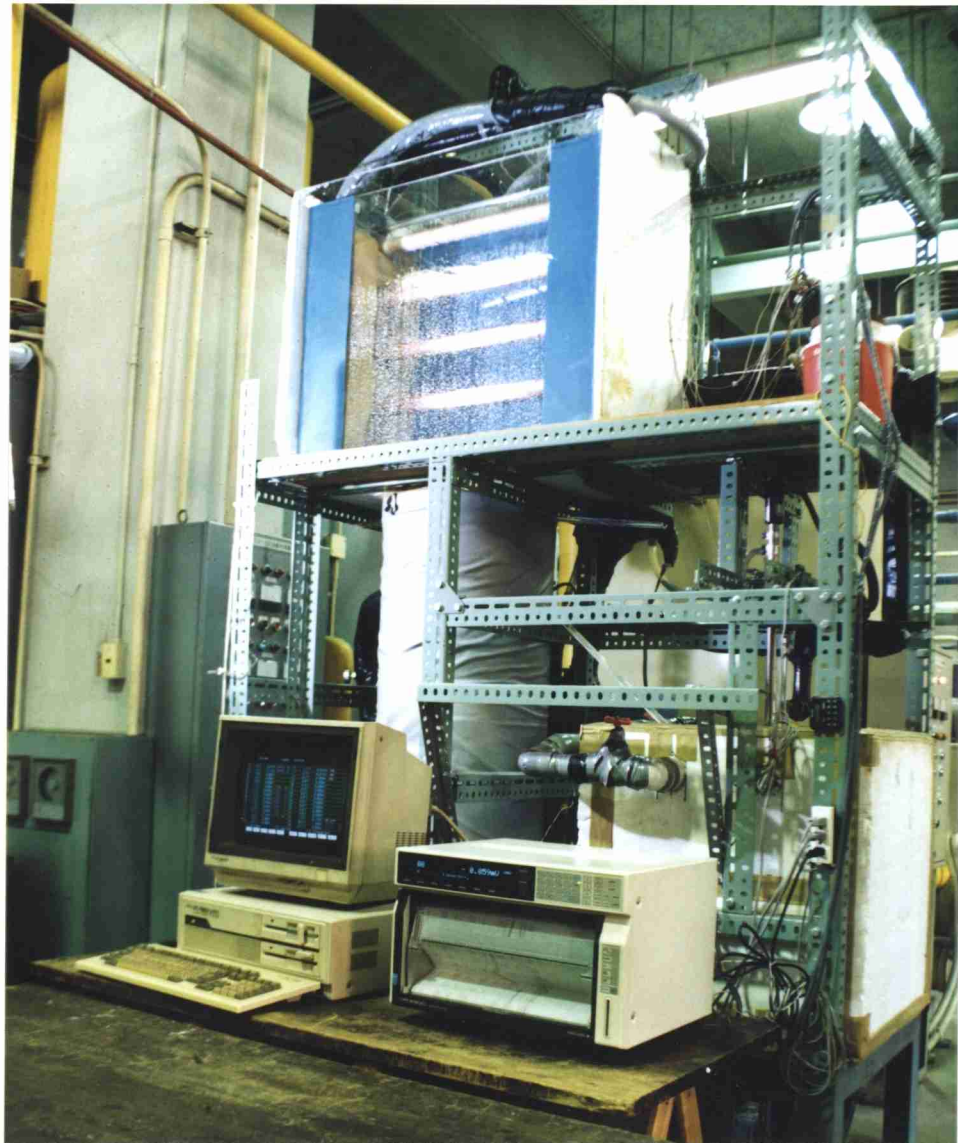


写真 1 . 1 実験装置全体

第二章 解氷および追掛け運転特性

2-1 実験目的および実験条件

流下液膜式氷蓄熱システムでの製氷・解氷・追掛け運転時のモデル解析¹⁾ならびに製氷時の運転特性²⁾は既に確認されている。

しかし実際に散布水を氷に滴下し解氷を行った場合、解氷がモデル解析通りに進むかどうか、氷に水膜が均等に形成されるのか、また液膜が均等に形成されない場合解氷はどの様に進み、氷の形状はどの様に变化するかを観察する必要がある。

ここでは解氷運転における負荷および散布水流量の影響、いわゆるブリッジング状態からの解氷特性、追掛け運転時の特性などについて、模型実験によりさらに詳しく調べる。

実験条件を表2.1に示す。全ての実験において製氷運転は同様に行う。実験番号がFで始まる4つの実験では解氷運転における空調側負荷および散布水流量の影響について調べる。解氷時の散布水流量は負荷ヒータを通して温められた散布水温度が12℃程度になるように設定している。実験番号がGの実験ではブリッジング時、つまり隣接する各段の氷が互いに結合するまで製氷量を増やしたときの解氷特性を調べる。Hの実験では追掛け運転時（冷凍機を運転したまま解氷運転を行うとき）の様子を調べる。Iでは氷が残っている状態（解氷運転の途中）で再び製氷運転に入ったときの様子について調べる。製氷運転終了後、解氷運転に移り、水量が半分になった時点で再び製氷運転に移る。このように製氷・解氷を繰り返した時の様子を観察する。

表 2.1 実験条件一覧

実験 番号 No.	製氷運転							解氷運転				
	水槽		ブライン		散布水		水 量 kg	ヒ ー タ 電 力 kW	ブライン		散布水	
	開始 水位 m	開始 温度 ℃	流 量 kg/s	入口 温度 ℃	流 量 kg/s	入口 温度 ℃			流 量 kg/s	入口 温度 ℃	流 量 kg/s	入口 温度 ℃
F 1 1	0.8	0	0.0892	-15	0.0150		14.4	0.25			0.0067	12
F 1 2	"	"	"	"	"		"	0.49			0.0112	12
F 1 3	"	"	"	"	"		"	0.73			0.0150	12
F 1 4	"	"	"	"	"		"	1.02			0.0225	12
G 1 1	0.8	0	0.9810	-15	0.0150		21.6	0.49			0.0113	12
G 1 2	"	"	"	"	"		"	0.99			0.0205	12
H 1 1	0.8	0	0.0892	-15	0.0150		14.4	0.75	0.0892	-5	0.0150	12
I 1 1	0.8	0	0.0892	-15	0.0150		14.4 7.2	0.75			0.0167	12

2-2 実験装置および実験方法

実験装置の概略は図1.1に示した通りである。製氷運転時は、ポンプで熱交換器コイルの最上段から順次下の段へ低温ブラインを循環させ、同時に水槽の水をポンプで散水管に送り、コイル上に散布（滴下）する。散布水はコイルの表面あるいは氷の表面に沿って液膜を形成しながら順次下段へと落下し、水槽に戻る。解氷運転時は、ブラインチラーおよびブライン循環ポンプを停止し、水槽から送られてきた水の温度を、散水管手前の電気ヒータで冷房負荷相当分だけ上昇させて散布する。また、追掛け運転時はブラインチラーおよびブライン循環ポンプを運転しながら、解氷運転を行う。なお、水は水道水、ブラインにはエチレングリコール水溶液（製品濃度74wt%）⁸⁾を用いている。

氷形状の変化の様子はビデオカメラおよび目視により観察、記録を行う。ブラインと散布水の温度は、各点に取り付けた熱電対により計られた電圧をデジタル多点式記録計によって記録する。

2 - 3 実験結果

2-3-1 解氷運転における負荷および散布水流量の影響

ヒータ入力（冷房負荷）を数通りに変え、散布水温度（負荷からの還水の温度）が通常の運転条件（12～13℃程度）に見合うように散布水流量を設定し、解氷特性の違いを調べた。その結果を図2.1に示す。図2.1(a)はヒータ入力、散布水流量がそれぞれ0.25kW、0.0067kg/s、(b)は同じく0.49kW、0.0112kg/s、(c)は0.73kW、0.0150kg/s、(d)は1.02kW、0.0225kg/sの場合である。いずれの場合も、製氷は槽水温 0℃で開始し、ブライン流量0.0892kg/s、コイル入口ブライン温度－15℃、散布水流量0.0150kg/sで行い、氷量14.4kg（氷の平均外径74mm）の状態から解氷運転を始めている。

解氷時、氷は上段より融解、剥離、落下が進む。散布水流量（ヒータ入力）が大きい場合の解氷特性を図2.1(d)に、氷形状の変化の様子を写真2.1(d)に示す。コイルから剥離した氷は落下しやすく（写真2.1(d)iii）、落下して蓄熱槽下部に堆積する氷の量が増える傾向があるが（写真2.1(d)iv）、落下氷と散布水との接触状態は比較的良好であり、解氷運転終了近くまで水槽出口水温は低く保たれた。

図2.1(a)～(d)に示されるように、残氷量が少なくなるとコイル下端から落下する散布水温度が上昇し始め、水槽出口温度もコイル上端に滴下される散布水温度も少しずつ上昇し始める。通常冷房運転は水槽出口水温5～7℃で行われるが、冷房負荷が小さいときはそれ以上でも可能である。散布水流量が小さい(a)の場合、残氷量が製氷量の10％程度になった時点で水槽出口水温が5℃を超えた。一方、散布水流量が比較的大きい(b)～(d)の場合は、残氷量がほとんど0になるまで水槽出口水温は5℃以下であった。

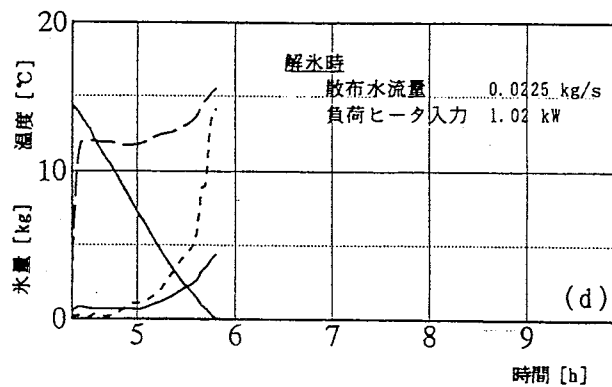
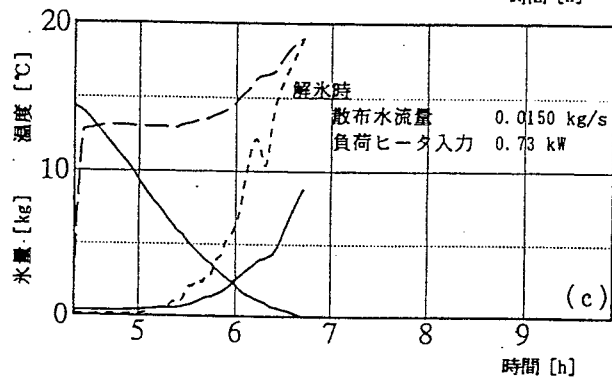
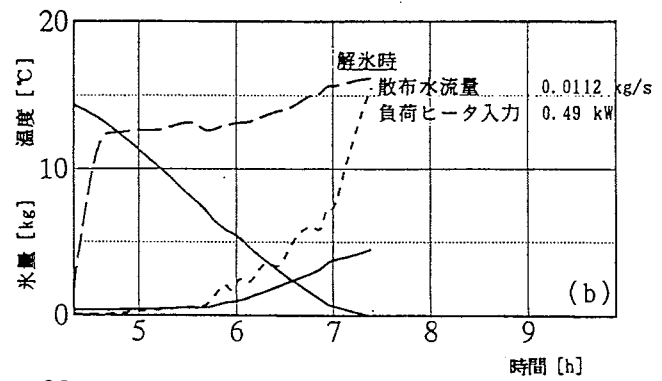
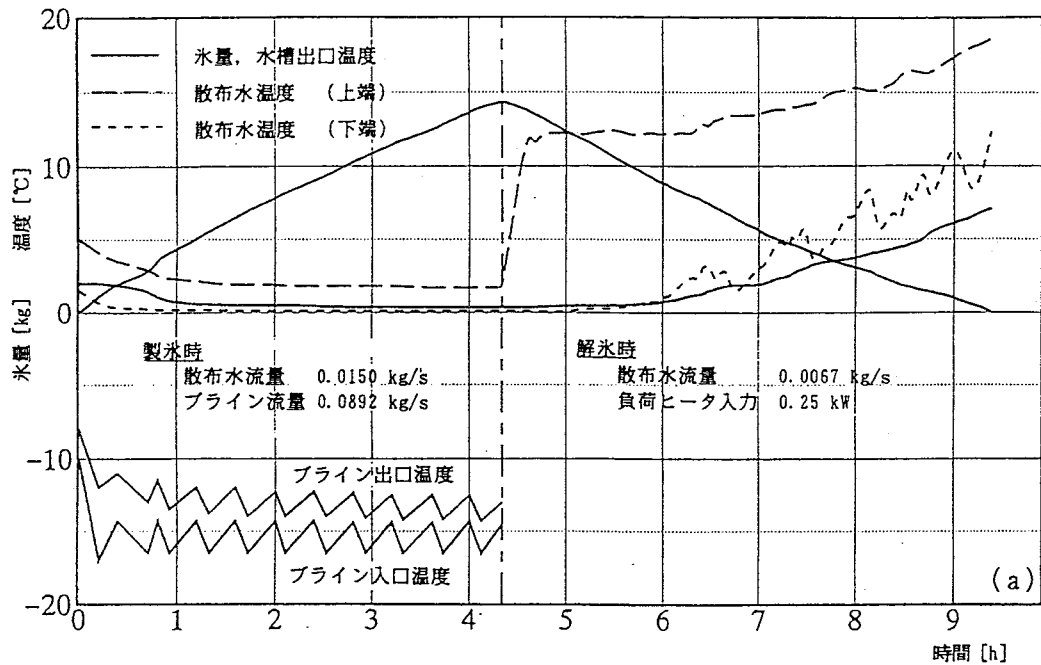


図 2.1 解氷運転における負荷および散布水流量の影響



i 解氷開始 30分後



ii 解氷開始 1時間30分後



iii 解氷開始 2時間30分後



iv 解氷開始 4時間後

写真 2 . 1 (d)

2-3-2 ブリッジング状態からの解氷運転

コイル各段の氷厚を増し、さらに隣接する段間の氷がつながるまで製氷量を増やし、いわゆるブリッジングの状態から解氷運転を行った。その際の解氷特性と氷の断面形状の変化の様子を図2.2 および写真2.2(b)に示す。

図2.2(a)、(b)いずれも製氷量は21.6kgである。製氷開始7時間後（写真2.2(b)i）では4、5、6段目の氷はほとんどブリッジング状態となり、さらに製氷を進め7時間30分後（写真2.2(b)ii）には、最上段の氷厚は小さいが、2段目以降はブリッジング状態で、下段に向かってしだいに氷厚が増している。この状態から、(a)の場合はヒータ入力、散布水流量をそれぞれ0.49kW、0.0113kg/sとし、(b)の場合は同じく0.99kW、0.0205kg/sとして解氷運転を行っている。解氷運転開始時の散布水温度は約12℃である。

図2.2(a)の場合、解氷10分後に最上段の氷がなくなり、1時間後にコイル表面に接する部分の氷が融け始めた。2時間後、氷は全体が二分される形でコイル表面から剥離してしまい、蓄熱槽壁面に寄り掛かっている状態になった。このとき散布水の大半はコイル表面に沿って落下し、氷とはほとんど接触せず、熱交換が行われなくなる。このため水槽出口温度もコイル上端に滴下される散布水温度も上昇した。

一方、散布水流量およびヒータ入力の大きい図2.2(b)（写真2.2(b)）の場合、解氷開始直後（写真2.2(b)iii）最上段の氷は細かく垂直方向に縞模様の溝を作りながら解け始める。すでに解氷5分後に最上段の氷はなくなる。解氷が進み解氷開始30分後（写真2.2(b)iv）より解氷が進み、解氷開始1時間後、写真2.2(b)vの様な状態となる。1時間20分後には氷が剥離し（写真2.2(b)vi）、全体が二分される状態になった。ただし、散布水は、図2.2(a)の場合と異なり、コイル表面だけでなく剥離した氷にもかかっている。このため融解が進み（写真2.2(b)vii）、氷が急速に崩れて、1時間40分後にはすべての氷が蓄熱槽下部に落下した。蓄熱槽下部に落下した氷は、そこでコイル下端から落下する散布水と接触して融ける（写真2.2(b)viii）。槽出口水温は解氷終了時まで5℃以下に保たれており、蓄熱槽下部での氷と散布水の熱交換は予想外に良好であった。

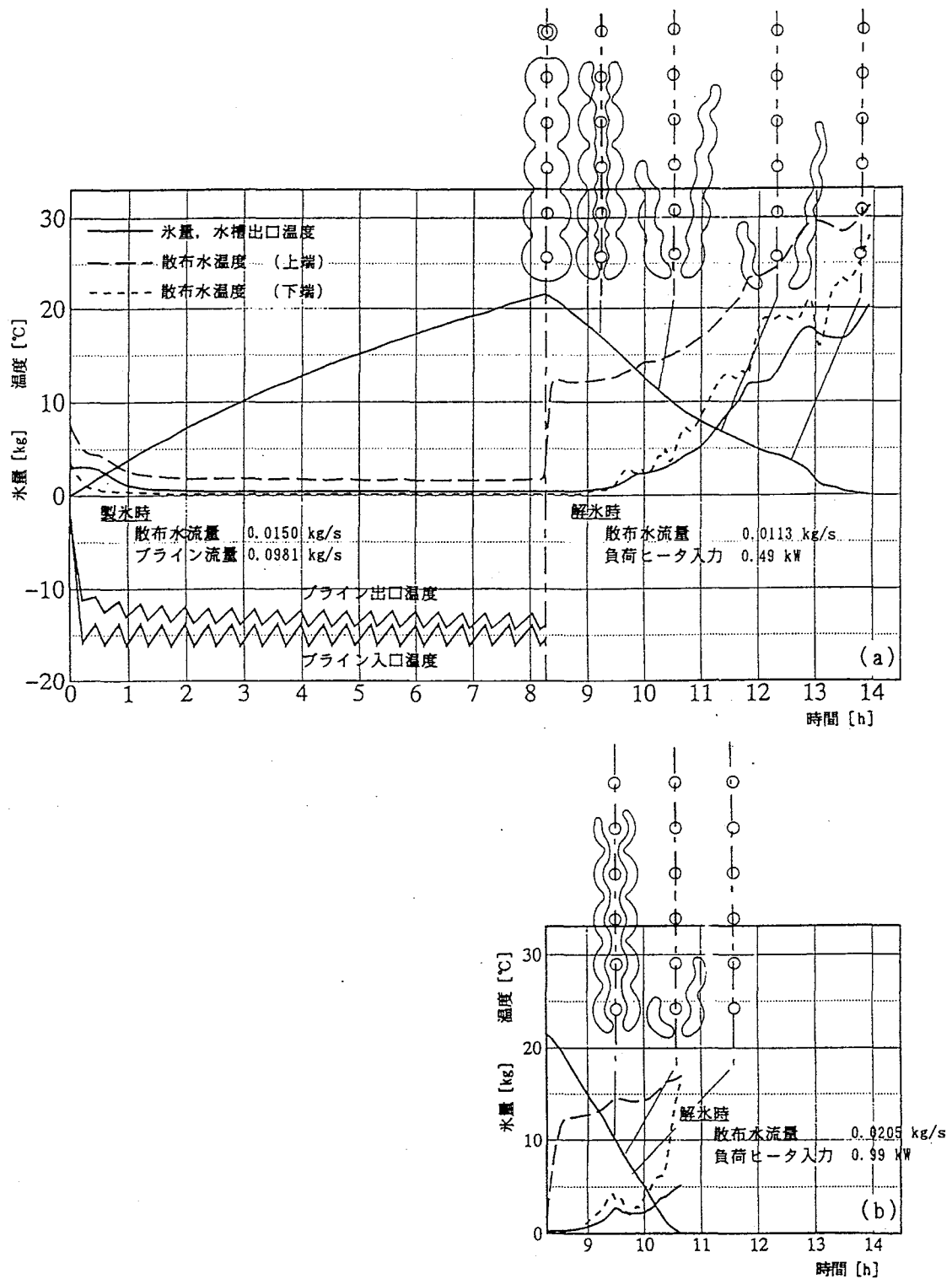


図 2.2 ブリッジング状態からの解氷運転



i 製氷開始 7時間後



ii 製氷開始 7時間30分後

写真 2 . 2 (b)



iii 解氷開始 直後



iv 解氷開始 30分後



v 解氷開始 1時間後



vi 解氷開始 1時間15分後

写真 2 . 2 (b)



vii 解氷開始 1時間30分後



viii 解氷開始 2時間後

写真 2 . 2 (b)

2-4 追掛け運転時の特性

製氷終了後も引き続きブラインチラーとブライン循環ポンプを運転しながら解氷運転を行ったときの特性を図2.3に示す。製氷運転は槽水温 0°C で開始し、ブライン流量 0.0892kg/s 、コイル入口ブライン温度 -15°C 、散布水流量 0.015kg/s で、氷量が 14.4kg になるまで行い、その後コイル入口ブライン温度を -5°C まで上げて追掛け運転をしながら解氷を行っている。解氷開始時の散布水温度は 12°C 、解氷運転時の散布水流量は 0.0167kg/s 、ヒータ入力 0.75kW である。

この運転でもコイル上段側から氷の融解、剥離、落下が進み、解氷1時間30分後にはすべての氷が蓄熱槽下部に落下した。以後、散布水はコイル内の低温ブラインと熱交換しながら流下し、さらに蓄熱槽下部に落下した氷と熱交換する状態になった。図2.3に示されるように、解氷終了時まで水槽出口水温は 5°C 以下であり、追掛け運転時の特性にとくに問題はなかった。

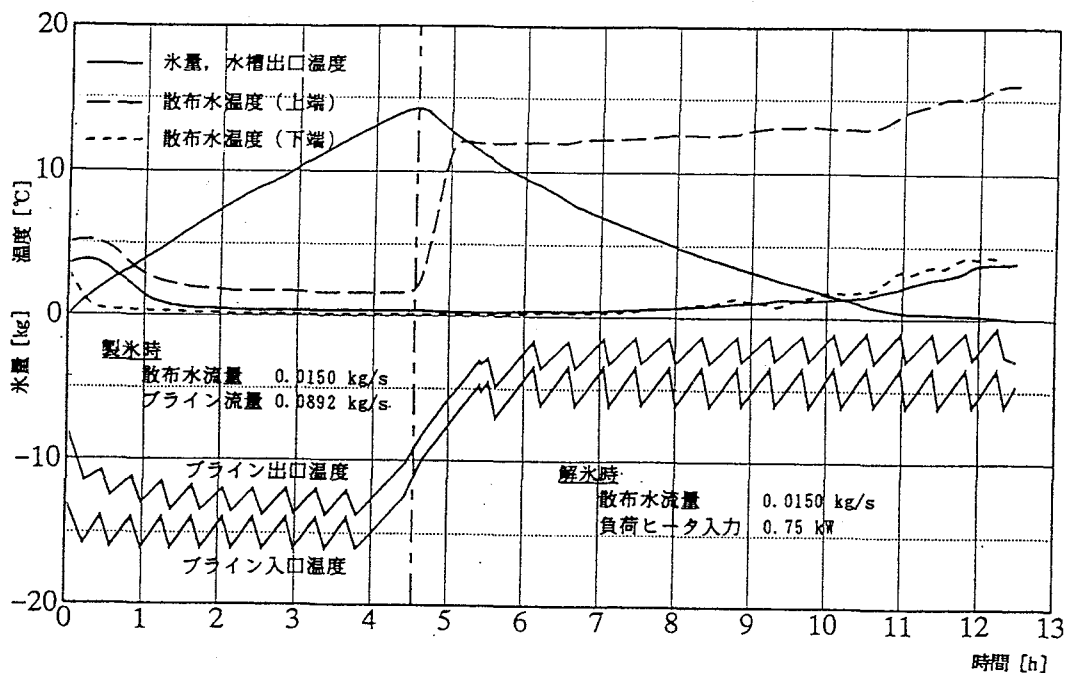


図 2.3 追掛け運転時の特性

2-5 水が残っている状態で製氷運転を行ったときの影響

コイル周りに水が残っている状態で再び製氷運転に入ったときの製氷・解氷特性を調べた。その結果を図2.4に示す。この実験では、コイル最上段から4段目まで解氷が進んだ時点で解氷を止め、氷量が14.4kgになるまで再び製氷運転を行うことを繰り返している。製氷運転時のブライン流量は0.0892kg/s、コイル入口ブライン温度は -15°C 、散布水流量は0.0150kg/sである。また、解氷運転時の散布水流量は0.0167kg/s、ヒータ入力は0.75kwである。

図2.4に示されるように、最初の製氷終了時点でコイル最上段の氷厚は薄く、下段に向かうにつれて厚い。2回目の製氷開始後10分程度で最上段から4段目までのコイル表面に薄く着氷した。最上段から4段目までは最初の製氷時と同じように、しだいに氷厚が増した。また、5、6段目の氷厚もわずかではあるが増加した。2回目の解氷運転では、5、6段目の氷厚は最初の製氷終了時点より少し厚くなる。このような運転を繰り返すと、コイル5、6段目の氷厚はわずかずつ増加する。なお、解氷運転を行うたびに氷は蓄熱槽下部に落下するが、落下した氷は製氷および解氷運転において少しずつ融かされるため、解氷運転を繰り返すごとに目立って増加するということはない。

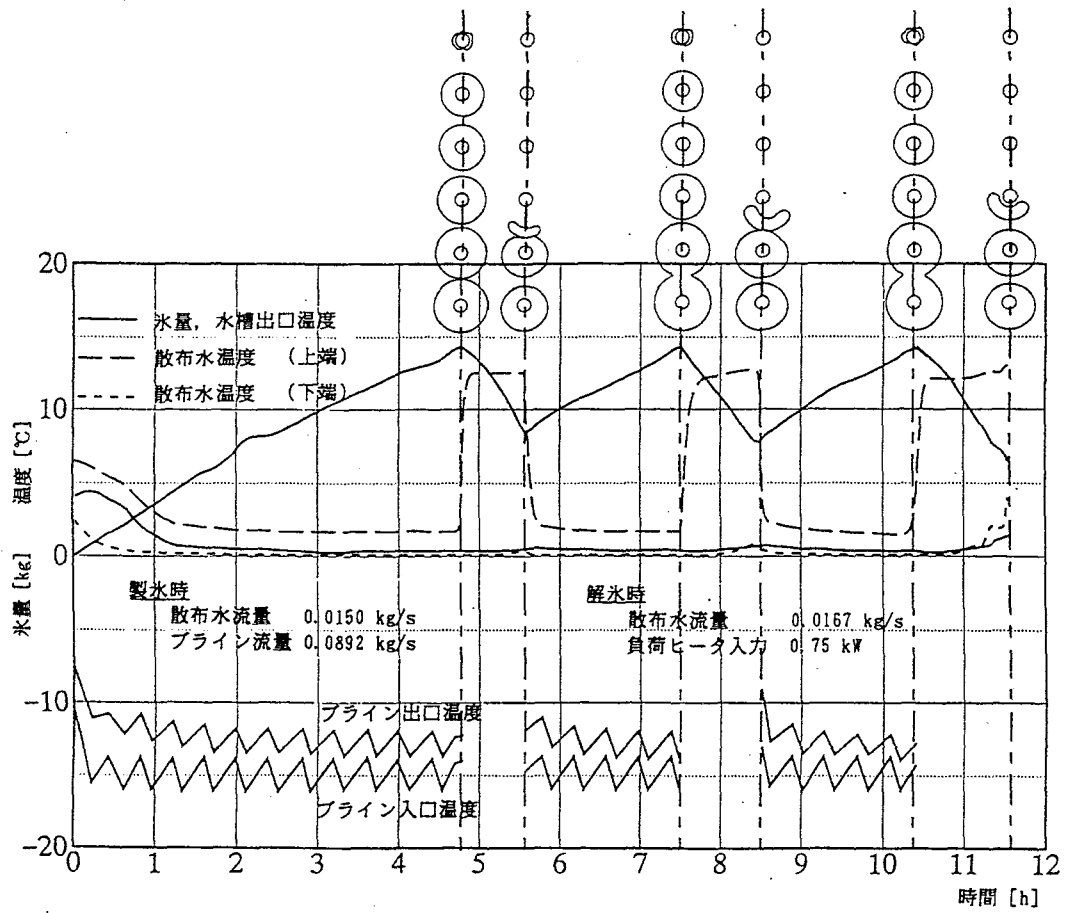


図 2.4 残氷状態から再製氷を行った場合

2 - 6 まとめ

- 1) 負荷（ヒータ入力）に対し散布水温度（負荷側からの還水温度）が約12℃となるように散布水流量を設定し、解氷運転時の特性を調べた。その結果、負荷が大きく散布水流量が多いときのほうが、むしろ水槽出口水温を安定に低く保つことができることが分かった。
- 2) ブリッジング状態で解氷運転を行う場合、散布水流量を大きくすれば冷房運転に支障ないと思われる。
- 3) 追掛け運転により、高負荷への対応、解氷運転時間の延長が十分可能である。
- 4) 残氷のある状態で製氷運転を行い、翌日の冷房運転を行っても大きな支障はないと予想される。ただし、それを繰り返すと氷の形状は不均一になるので、できれば避けたほうがよいと思われる。

付 録

付 録

流 下 水 膜 の 熱 伝 達 率

付－1 実験目的

流下液膜式氷蓄熱システムで実際にモデル実験を行い製氷・解氷・追掛け運転を行っても実用上問題となるような欠点が無いことを確認した。

流下液膜式の熱交換器コイルを、所要の蓄熱容量および冷凍機の特性に合わせて最適に設計するためには、コイルや氷の表面に沿って流下する水膜の熱伝達率、コイル内のブラインあるいは蒸発冷媒の熱伝達率などの正確な資料が必要である。しかしながら、水平管上の流下水膜の熱伝達率に関する資料は少ない。熱伝達率は熱交換器コイルの接触面積以外にコイルの表面状態、接触機構などの因子によって異なってくる。ここでは参考までに、水膜、ブラインの熱伝達率を調べる。管径の異なる3種類の熱交換器コイルを用いて水平管内に低温ブラインを流し、管外表面に温水を流下させて熱伝達実験を行い、ウィルソン・プロット法で解析した結果をしるす。

付－2 主な記号

c_B	: ブラインの比熱	[kJ/(kg・K)]
G_B	: ブライン流量	[kg/s]
G_{F1}	: 水流量	[kg/s]
h_B	: ブラインの平均熱伝達率	[kW/(m ² ・K)]
h_F	: 水膜の平均熱伝達率	[kW/(m ² ・K)]
Nu_B	: ブラインのヌッセルト数 (= $h_B \cdot d_i / \lambda_B$)	[—]
Pe_B	: ブラインのペクレ数 (= $Re_B \cdot Pr_B$)	[—]
Pr_B	: ブラインのプラントル数 (= $c_B \cdot \mu_B / \lambda_B$)	[—]
Q	: ブラインと流下水膜の間の交換熱量	[kW]
Re_B	: ブラインのレイノルズ数 (= $u_B d_i / \nu_B$)	[—]
r_i	: 熱交換器コイルの内径	[m]

r_o	: 熱交換器コイルの外径	[m]
U	: ブラインと流下水膜との間の平均熱通過率	[kW/(m ² ・K)]
u_B	: ブラインの管内平均流速	[m/s]
x_i	: 熱交換器コイル直管部 1 段長さ (0.6)	[m]
x_P	: 熱交換器コイル直管部 6 段全長 (3.6, 2.4)	[m]
Γ	: 管単位長さ ($x_1=0.6m$) 当たりの水膜流量	[kg/(m・s)]
θ_{B1}	: コイル入口ブライン温度	[°C]
θ_{B2}	: コイル出口ブライン温度	[°C]
θ_{F1}	: 水膜温度 (コイル上端)	[°C]
θ_{F2}	: 水膜温度 (コイル下端)	[°C]
θ_{w1}	: 管壁表面温度 (ブライン入口側)	[°C]
θ_{w2}	: 管壁表面温度 (ブライン出口側)	[°C]
λ_B	: ブラインの熱伝導率	[kW/(m・K)]
λ_F	: 水膜の熱伝導率	[kW/(m・K)]
λ_P	: 管の熱伝導率 (0.384)	[kW/(m・K)]
μ_B	: ブラインの粘度	[Pa・s]
μ_F	: 水膜の粘度	[Pa・s]
ν_B	: ブラインの動粘度	[m ² /s]
ρ_B	: ブラインの密度	[kg/m ³]

添字

1	: 入口
2	: 出口
B	: ブライン
F	: 水膜
1	: 一段当たり
n	: 段数
P	: 管 (1 列当たり)

付－3 実験条件

実験条件を付表1、付表2に示す。実験はコイル表面に着氷しない状態で、それぞれのコイルについて2通り、すなわち水流量 G_F を一定とし、ブライン流量 G_B を変えてブラインの熱伝達率 h_B を求める実験（付表1）と、逆にブライン流量 G_B を一定とし、水流量 G_F を変えて流下水膜の熱伝達率 h_F を求める実験（付表2）を行った。

付表 1

実験条件 i ブラインの熱伝達率 h_B を求める

コイル	実験番号	散布水流量	ブライン温度	ブライン流量	目的
A $d_i=10.92\text{mm}$ $d_o=12.70\text{mm}$	BA11	0.0250kg/s	-5°C	0.0159kg/s	管内 ブラインの 熱伝達率を 求める
	BA12			:	
	BA13			:	
	BA14			:	
	BA15			:	
	BA16			:	
	BA17			:	
	BA18			0.0960kg/s	
B $d_i=16.91\text{mm}$ $d_o=19.05\text{mm}$	BB11			0.0104kg/s	
	BB12			:	
	BB13			:	
	BB14			:	
	BB15			:	
	BB16			:	
	BB17			:	
	BB18			0.1064kg/s	
C $d_i=38.24\text{mm}$ $d_o=41.28\text{mm}$	BC11			0.0093kg/s	
	BC12			:	
	BC13			:	
	BC14			:	
	BC15			:	
	BC16			:	
	BC17			:	
	BC18			0.1008kg/s	

付表 2

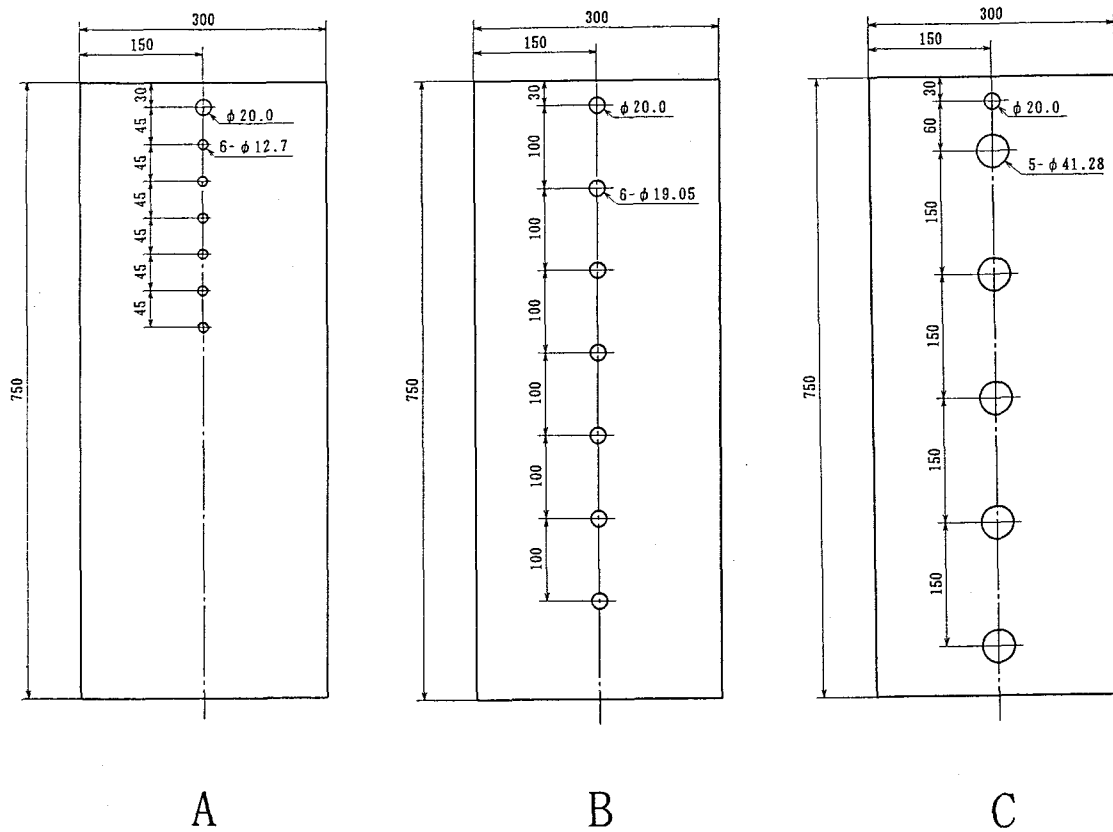
実験条件 i i 散布水の熱伝達率 h_f を求める

コイル	実験番号	散布水流量	ブライン温度	ブライン流量	目的
A di=10.92mm do=12.70mm	FA11	0.0072kg/s	-5℃	0.073 kg/s	流 下 水 膜 の 熱 伝 達 率 を 求 る
	FA12	:			
	FA13	:			
	FA14	:			
	FA15	:			
	FA16	:			
	FA17	:			
	FA18	:			
	FA19	:			
	FA20	0.0572kg/s			
B di=16.91mm do=19.05mm	FB11	0.0065kg/s		0.073 kg/s	
	FB12	:			
	FB13	:			
	FB14	:			
	FB15	:			
	FB16	:			
	FB17	:			
	FB18	:			
	FB19	:			
	FB20	0.0543kg/s			
C di=38.24mm do=41.28mm	FC11	0.0122kg/s		0.073 kg/s	
	FC12	:			
	FC13	:			
	FC14	:			
	FC15	:			
	FC16	:			
	FC17	:			
	FC18	:			
	FC19	:			
	FC20	0.0587kg/s			

付－4 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1.1に示す。また、実験に用いた3種類の銅製コイルの寸法を付図1に概略を写真に示す。コイルは1列（蛇管式）である。実験では、ブラインチラーで冷却したブライン槽の低温ブラインをコイルの最上段に送り、コイル内を循環させる。同時に水槽の水をポンプで散水管に送り、ダミー管を介してコイル最上部に落下させる。水はコイル表面で流下水膜を形成し、コイル内の低温ブラインと熱交換して冷却される。ダミー管を設けたのは、散水管の影響を排し、コイル全面に一様な水膜を形成させるためである。

実験では先ずブラインと水の流量を設定し、ブライン槽内の温度と散水管内の温度が設定値になるように調節し、定常状態を確認してから図1.1中の①～④の各点の温度を5秒間隔で2分間測定記録した。温度測定には線径0.32mmのT熱電対を用いた。①はブライン入口温度、②はブライン出口温度、③はコイル上端に適下される水膜温度として、管中心に熱電対を挿入して測定した。またコイル最下段から落下する水の温度④は、その水を樋に集めて測定した。流量測定には電磁流量計を用いた。なお、ブライン³⁾はエチレングリコール系（製品濃度70%）である。



コ イ ル	管外径 d_o [mm]	管内径 d_i [mm]	段ピッチ s_p [mm]	コイル全長 x_p [m]	段数 n_p
A	12.70	10.92	45	3.0	5
B	19.05	16.91	100	3.0	5
C	41.28	38.24	150	2.4	4

付図 1

熱交換器コイル部分



熱交換器コイル A
($d_o = 12.70\text{mm}$)



熱交換器コイル B
($d_o = 19.05\text{mm}$)



熱交換器コイル C
($d_o = 41.28\text{mm}$)

付-5 実験結果の解析方法

付-5-1 熱伝達率の求め方

本実験におけるブラインと水膜との間の熱交換は全体として並流形式であり、交換熱量 Q [kW] は式 (1) で表される。

$$Q = c_B \cdot G_B (\theta_{B2} - \theta_{B1}) = c_F \cdot G_F (\theta_{F1} - \theta_{F2}) \quad (1)$$

ここで、 c_B : ブラインの比熱 [kJ/(kg·K)]、 G_B : ブライン流量 [kg/s]、 θ_{B1} : コイル入口ブライン温度 [°C]、 θ_{B2} : コイル出口ブライン温度 [°C]、 c_F : 水の比熱 [kJ/(kg·K)]、 G_F : 水の流量 [kg/s]、 θ_{F1} : コイル上端に滴下される水の温度 [°C]、 θ_{F2} : コイル下端から落下する水の温度 [°C] である。式 (1) におけるブライン側と水側の熱収支は、実験誤差により必ずしも一致しないので、式 (2) の Q の値としては両者の平均値 $\{c_B \cdot G_B (\theta_{B2} - \theta_{B1}) + c_F \cdot G_F (\theta_{F1} - \theta_{F2})\} / 2$ を用いる。また、ブラインの物性値は製品資料³⁾ から求める。

ここで管壁表面温度、流体の入口、出口温度が分かっているならば、(1) 式の Q 、および管壁表面と流体の対数平均温度差を用いて、ブラインの平均熱伝達率 h_B [kW/(m²·K)] は式 (2)、流下水膜の平均熱伝達率 h_F [kW/(m²·K)] は式 (3) によって求められる。

$$Q = h_B \cdot \pi \cdot d_o \cdot X_P \cdot \frac{\{(\theta_{W1} - \theta_{B1}) - (\theta_{W2} - \theta_{B2})\}}{\ln \{(\theta_{W1} - \theta_{B1}) / (\theta_{W2} - \theta_{B2})\}} \quad (2)$$

$$= h_F \cdot \pi \cdot d_i \cdot X_P \cdot \frac{\{(\theta_{F1} - \theta_{W1}) - (\theta_{F2} - \theta_{W2})\}}{\ln \{(\theta_{F1} - \theta_{W1}) / (\theta_{F2} - \theta_{W2})\}} \quad (3)$$

しかし、本実験の様に管壁の表面温度を測定することが難しい場合は次の方法によりブラインの平均熱伝達率 h_B 、流下水膜の平均熱伝達率 h_F を求める。

- i) ブラインの管内平均流速 u [m/s] と、ブラインと水膜の間の平均熱通過率 U [kW/(m²·K)] との関係によりブラインの平均熱伝達率 h_B を求める。
- ii) 水膜流量 Γ [kg/(m·s)] と、ブラインと水膜の間の平均熱通過率 U との関係により水膜の平均熱伝達率 h_F を求める。
- iii) ブラインと水膜の間の平均熱通過率 U 、ブラインの平均熱伝達率 h_B 、および水膜の平均熱伝達率 h_F の関係から h_B 並びに h_F の値を推測する。

付-5-2 ブラインの流速 u_B [m/s] より h_F の値を求める

上記 i) の方法でブラインの平均熱伝達率 h_B を求める。

管長 x [m] の直管の層流平均熱伝達率については、次の Sellars ら⁴⁾ の式 (4) がある。

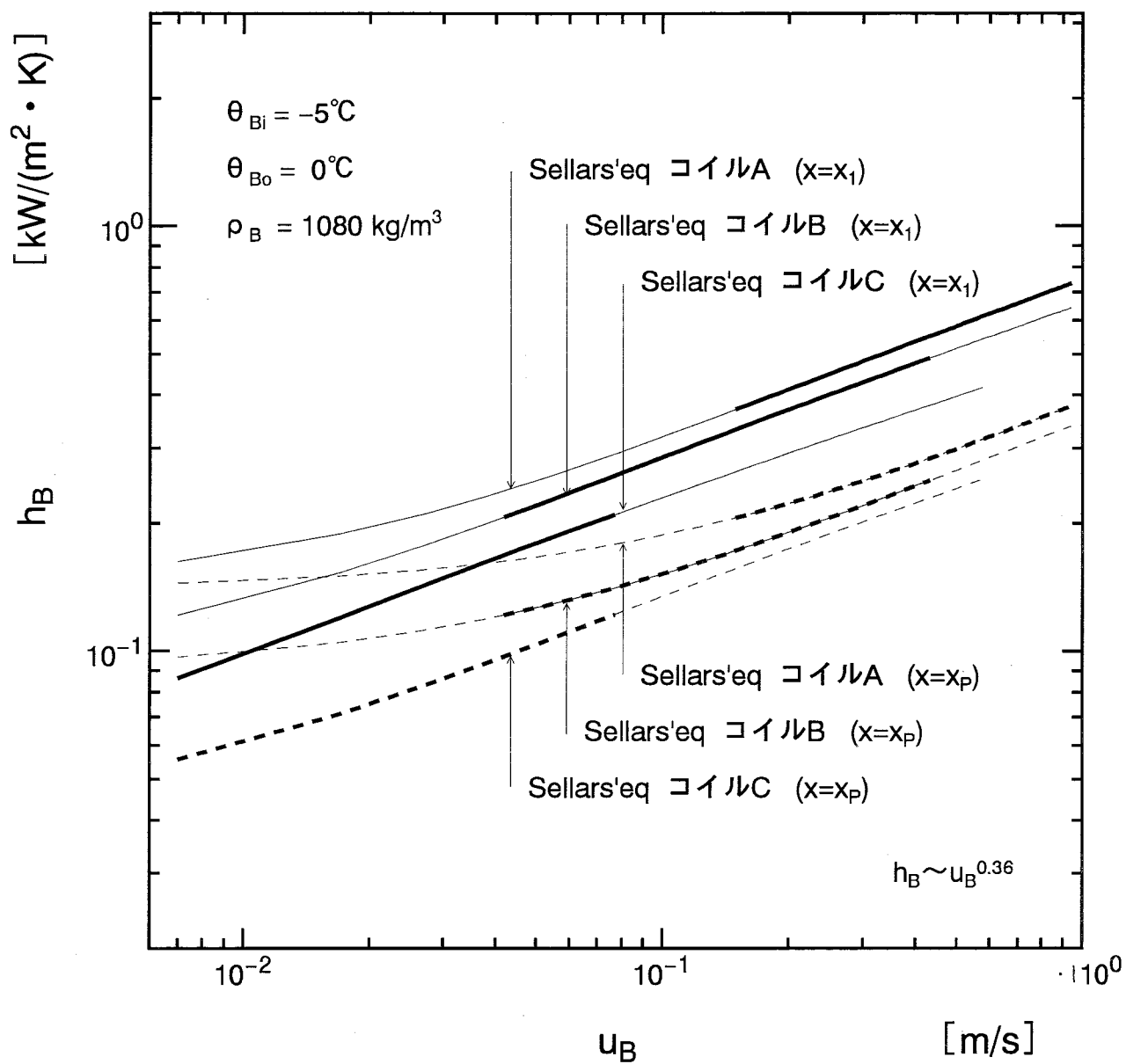
$$Nu_B = \frac{h_B d_i}{\lambda_B} = 3.66 + \frac{0.063 Pe_B d_i / x}{1 + 0.039 (Pe_B d_i / x)^{2/3}} \quad (4)$$

ここで、 Nu_B : ヌッセルト数、 λ_B : 熱伝導率 [kW/(m·K)]、 Pe_B : ペクレ数 (= $Re_B \cdot Pr_B$)、 Re_B : レイノルズ数 (= $u_B d_i / \nu_B$)、 u_B : 管内平均流速 [m/s]、 ν_B : 動粘度 [m²/s]、 Pr_B : プラントル数である。

本実験では $Re_B < 630$ であり、式 (4) が適用できる可能性がある。ただし、ブラインの流れは曲管部で反転するので、管長 x の値としてはコイル全長 x_F ではなく、コイル 1 段あたりの長さ x_1 ($= x_F / n_F$) を用いたほうがよいかもしれない。いずれにせよ実験で確かめる必要がある。

式 (4) の値を調べると、本実験の温度、管径、流速の範囲ではおよそ $h_B \sim u_B^{0.36}$ の関係がある (付図 2)。この関係を仮定すれば、管外径 d_o 、および水の流量 G_F 、温度 θ_{F1} が同一の実験では、流下水膜の熱伝達率 h_F はほぼ一定と考えられる。したがって、34 項 (9) 式は、右辺第 2 項、第 3 項 = const と表せる。よって、次式 (5) 中の a の値 (縦軸を $1/U$ 、横軸を $1/u_B^{0.36}$ としてプロットした全測定値を近似する直線の傾きの逆数) からブラインの熱伝達率 $h_B = a u_B^{0.36}$ を求めることができる。

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{a u_B^{0.36}} + \text{const} \quad (5)$$



付図 2

Sellars 等の実験値での $h_B \sim u_B$ の関係

付-5-3 水膜流量 Γ [kg/(m·s)] より h_F の値を求める

上記ii)の方法で水膜の平均熱伝達率 h_F を求める。 Γ は水膜流量 ($= G_F/2x_i$) [kg/(m·s)] である。

水平管上の流下水膜の熱伝達率は、本実験とはやや実験条件が異なるが、蒸発冷却器管群に対する水科ら⁵⁾の実験式(6)がある。

$$h_F = 2.10 (\Gamma / d_o)^{1/3} \quad (6)$$

管内径 d_i およびブラインの流量 G_B 、温度 θ_{B1} が同一の実験については、 $h_F \sim (\Gamma / d_o)^{1/3}$ の関係を仮定し、式(5)の場合と同様の方法で次式(7)中の b の値を求め、流下水膜の熱伝達率 $h_F = b (\Gamma / d_o)^{1/3}$ を求めている。

$$\frac{d_o}{d_i U} = \frac{1}{b (\Gamma / d_o)^{1/3}} + \text{const} \quad (7)$$

付-5-4 ブラインと水膜の間の平均熱通過率 U より h_B 、 h_F を推測する。

ブラインと流下水膜の間の平均熱通過率 U [kW/(m²・K)]は対数平均温度差を用いて式(8)で表される。

$$U = \frac{Q}{\pi d_i x_P} \frac{\ln \{(\theta_{F1} - \theta_{B1})/(\theta_{F2} - \theta_{B2})\}}{(\theta_{F1} - \theta_{B1}) - (\theta_{F2} - \theta_{B2})} \quad (8)$$

ここで d_i : 管内径[m]、 x_P : コイル全長[m]である。

コイルの平均熱通過率 U [kW/(m²・K)]とブラインの平均熱伝達率 h_B [kW/(m²・K)]、流下水膜の平均熱伝達率 h_F [kW/(m²・K)]の関係は式(9)で表される。

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_B} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2\lambda_P} + \frac{d_i}{d_o h_F} \quad (9)$$

ここで、 d_o : 管外径[m]、 λ_P : 管の熱伝導率[kW/(m・K)]である。なお、右辺第2項の管壁の熱抵抗は無視できる大きさ(0.002~0.004 m²・K/kW)である。

式(1)および式(8)より U は求まる。また、付-5-1節で述べたとおり、ブラインの平均熱伝達率 h_B はブライン流速 u_B の関数であることが分かっている。他方付-5-2節で記したように水膜の平均熱伝達率 h_F は水膜流量 Γ の関数であることも分かっている。

まず始めにブラインの熱伝達率 h_B を求める実験としてブライン流速 u_B を変化させたときの熱通過率 U を測定する。測定した U の値を(9)式左辺に代入し、また右辺第2項の h_F には適当な値を与える。その結果ブライン流速 u_B に対応するブラインの熱伝達率 h_B が定まるので、 $h_B \sim u_B$ の関係式をつくる。

次に水膜の熱伝達率 h_F を求める実験として、水膜流量 Γ を変化させたときの熱通過率 U を測定する。また、(9)式右辺第1項は先に求めた h_B を与える。そのときの $h_F \sim \Gamma$ の関係式をつくる。

この h_F の値を再び(9)式右辺第3項に代入し、また U 、 h_B には先に行った実験値を代入し、 $h_B \sim u_B$ の関係を調べる。このように $h_B \sim u_B$ の関係および $h_F \sim \Gamma$ の関係を交互に(9)式に代入してゆく。 h_B 、 h_F の値が変化しなくなるまで計算を繰り返す。 h_B 、 h_F の値が一定になったときの $h_B \sim u_B$ 、 $h_F \sim \Gamma$ の関係を求めてみる。なお代入する実験値は付-5-2節、付-5-3節と同じ実験値を用いた。

付-6 実験結果および考察

付-6-1 ブラインの熱伝達率

水流量 G_F を一定とし、ブライン流量 G_B を変えて行った実験の結果を付図3に示す。図中にプロットした測定点のうち、○はコイルA ($d_i = 10.92\text{mm}$ 、 $G_F = 0.023\text{kg/s}$) の場合、□はコイルB ($d_i = 16.91\text{mm}$ 、 $G_F = 0.032\text{kg/s}$) の場合、△はコイルC ($d_i = 38.24\text{mm}$ 、 $G_F = 0.016\text{kg/s}$) の場合である。

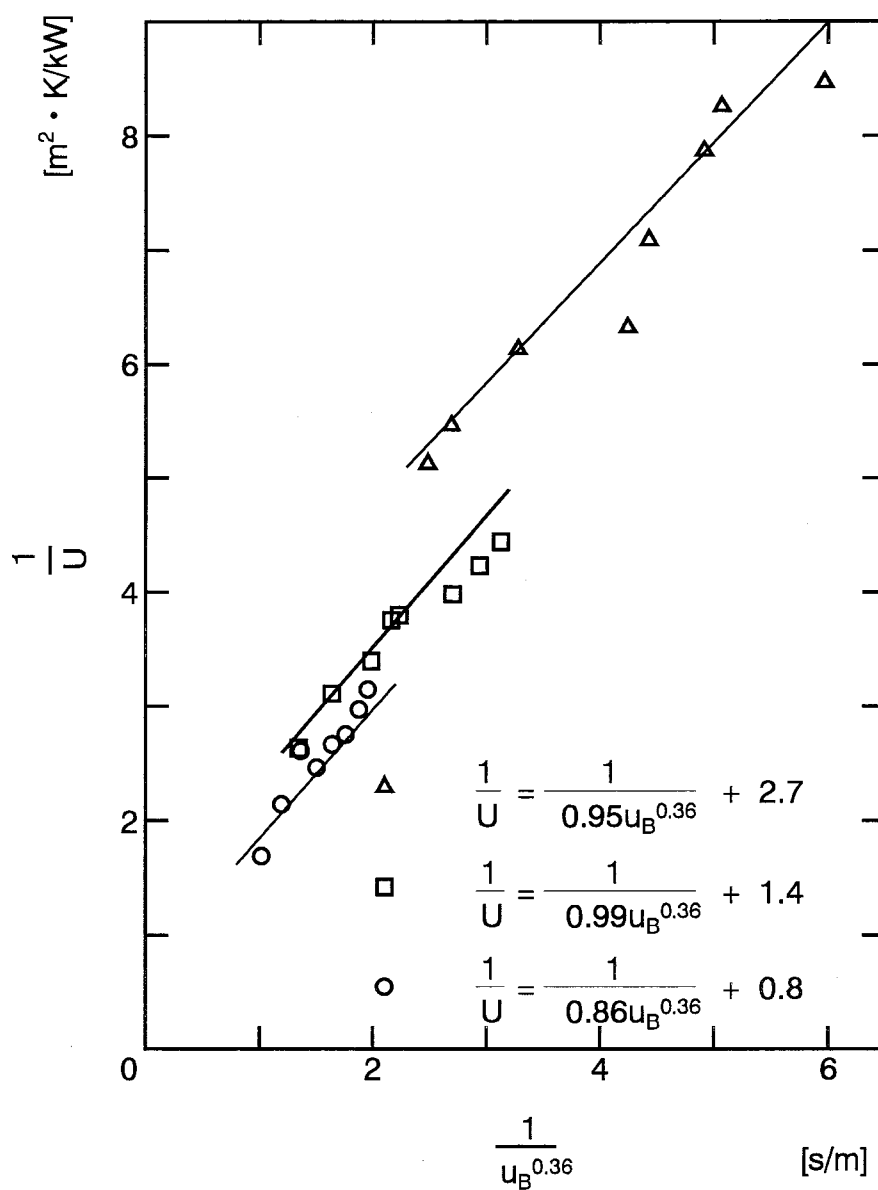
式(5)で $x = x_1 = 0.6\text{m}$ とし、Sellersらの式(4)を代入しそれぞれのコイルの実験条件（ブラインの流速、温度）について計算すると、コイルAの場合は $a = 0.74$ 、Bの場合は $a = 0.66$ 、Cの場合は $a = 0.53$ になる（グラフ中、細線）。また、本実験で測定した U より求めた a は、コイルAの場合は $a = 0.86$ 、コイルBの場合は $a = 0.99$ 、コイルCの場合は $a = 0.95$ になる。

ここで求めた h_B を使い縦軸にヌッセルト数 $Nu_B (= h_B d_i / \lambda_B)$ 、横軸にペクレ数 $Pe_B (= Re_B \cdot Pr_B = u_B d_i / a_B)$ でまとめたグラフを付図4に示す。

また(9)式の h_B を使い同様にまとめたグラフを付図5、付図6に示す。付図5中の○、□、△ は(9)式右辺第3項つまり水膜の熱抵抗の項を次節の実験によって求めたもの、つまり(11)式を用いてまとめたものである。また、付図6中の●、■、▲ は水膜の熱抵抗の項を水科らの実験式(6)によって求めたものである。図中の細線はそれぞれのコイルについて、Sellersらの式(4)により計算した値である。実線は $x = x_F$ （コイル全長）の時の値であり、点線は $x = x_1$ （コイル1段当たりの長さ）の時の値を表している。

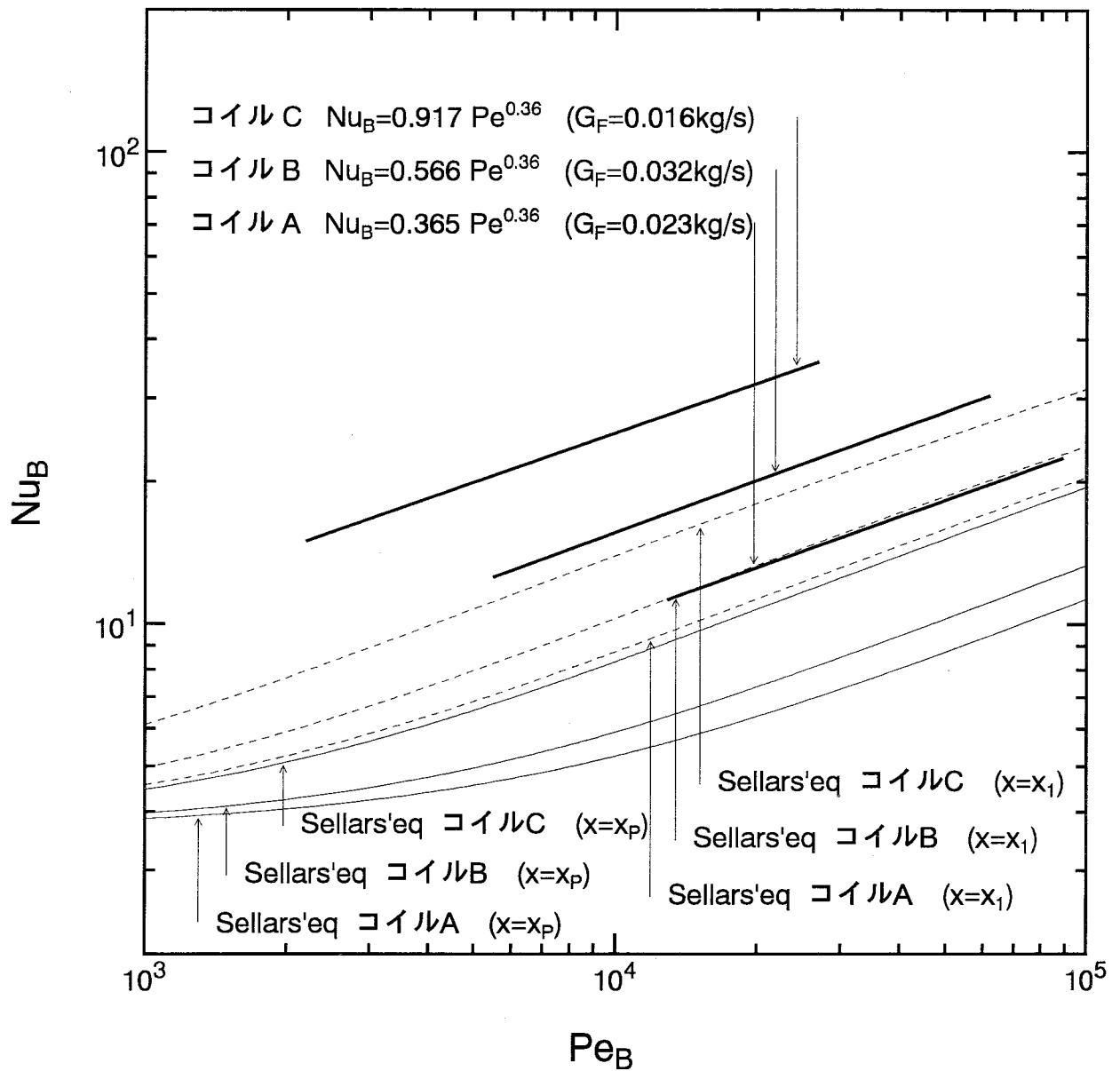
したがって、本実験でのブラインの熱伝達率 h_B の測定値はSellersらの式(4)で $x = x_1 = 0.6\text{m}$ として計算した値と比べると、コイルAの場合は約1.2倍、コイルBの場合は約1.5倍、コイルCの場合は約1.8倍であり、次の様に表せる。

$$\left. \begin{array}{ll} h_B = 0.86 u_B^{0.36} & \text{コイル A} \\ h_B = 0.99 u_B^{0.36} & \text{コイル B} \\ h_B = 0.95 u_B^{0.36} & \text{コイル C} \end{array} \right\} \quad (10)$$



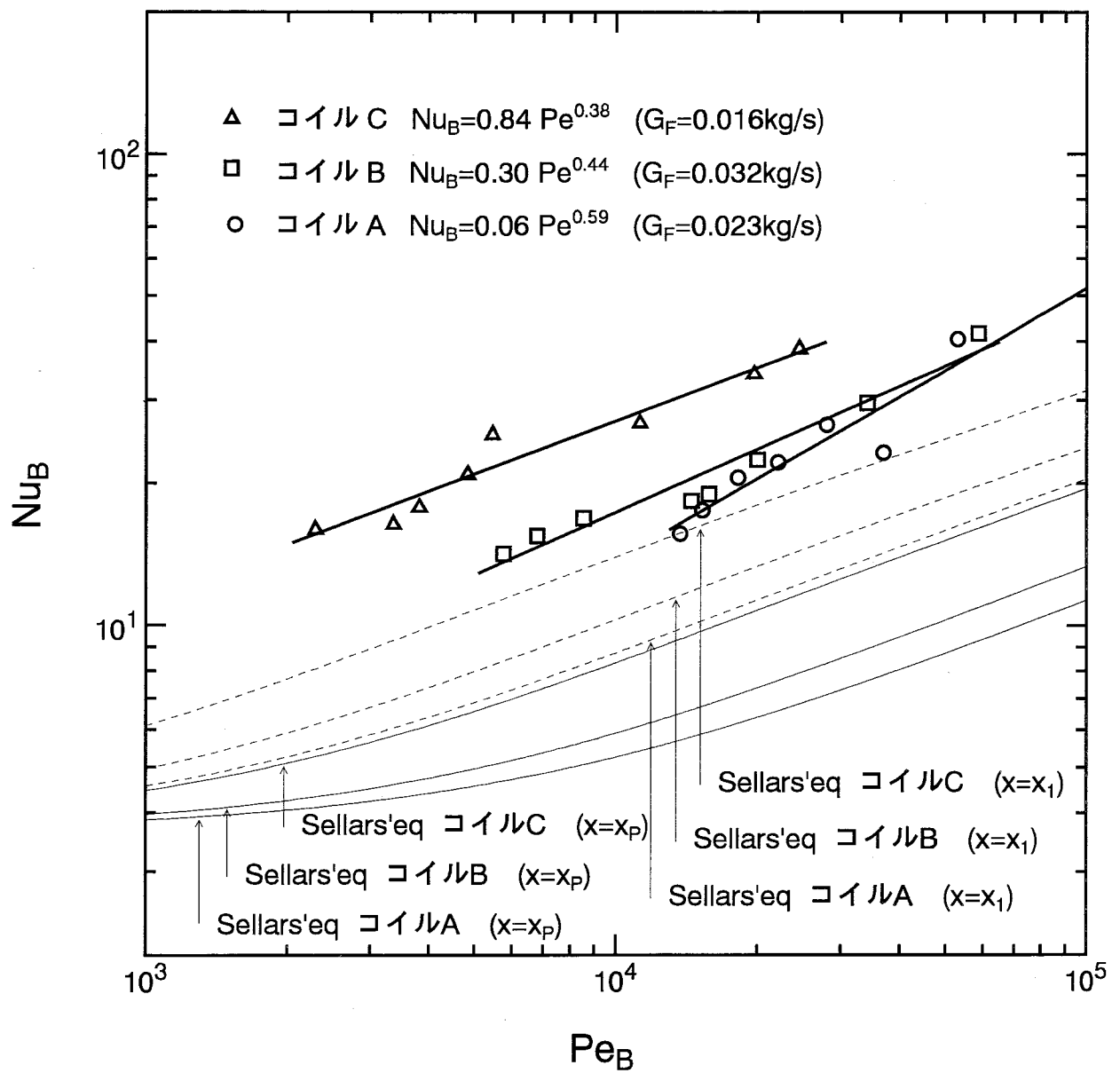
付図 3

ブラインの熱伝達率測定実験
(ウィルソンプロット法)



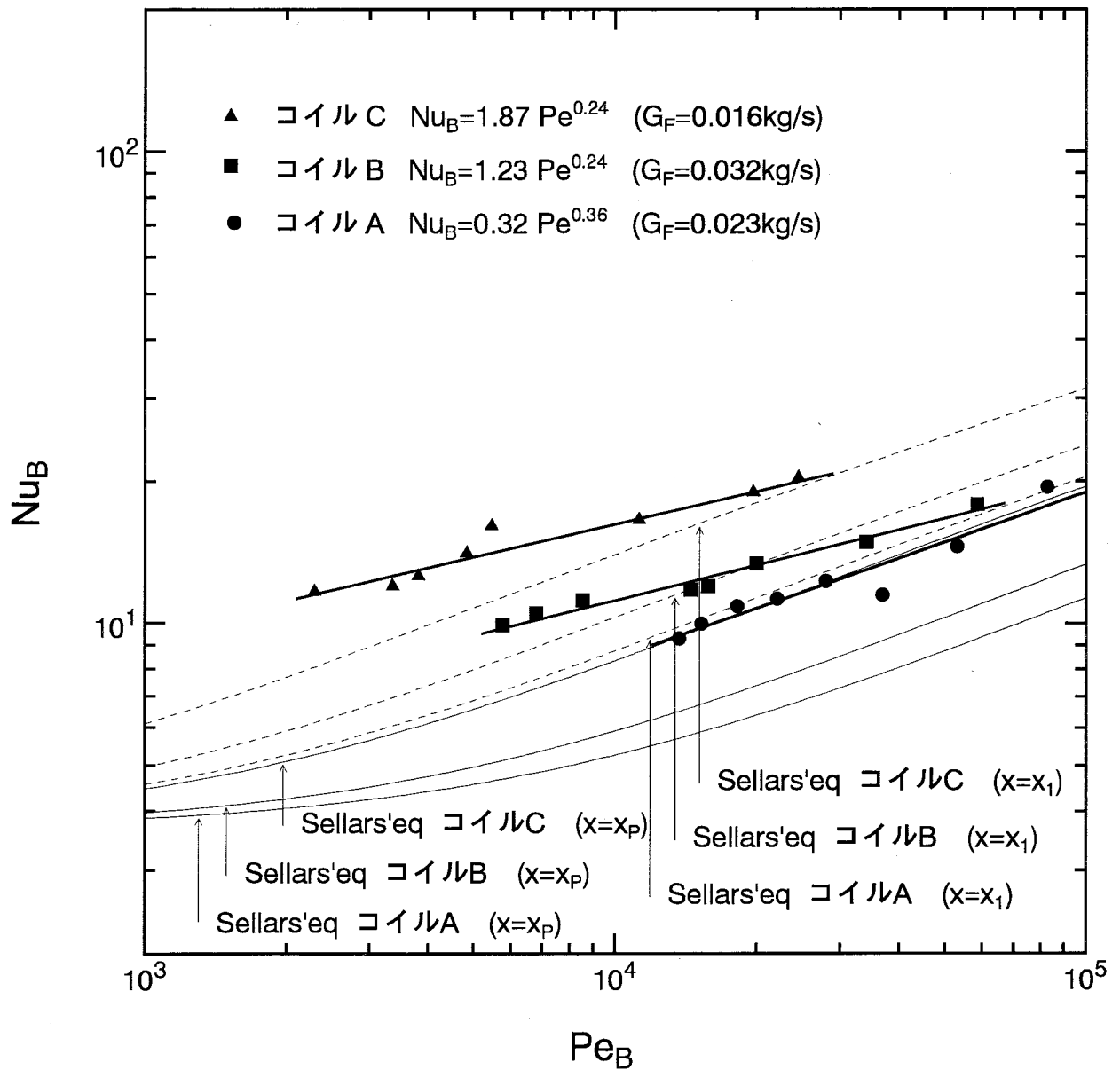
付図 4

付図 3 の傾きより求めたブラインの熱伝達率



付図 5

U の測定値および(11)式の h_F より求めたブラインの熱伝達率



付図 6

Uの測定値および水科らの式 (6)
より求めたブラインの熱伝達率

付-6-2 流下水膜の熱伝達率

ブライン流量 G_B を一定とし、水 G_F を変えて行った実験の結果を付図7に示す。図中の記号は、○がコイル A ($d_o = 12.70\text{mm}$ 、 $G_B = 0.073\text{kg/s}$) の場合、□がコイル B ($d_o = 19.05\text{mm}$ 、 $G_B = 0.073\text{kg/s}$) の場合、△がコイル C ($d_o = 41.28\text{mm}$ 、 $G_B = 0.104\text{kg/s}$) の場合である。

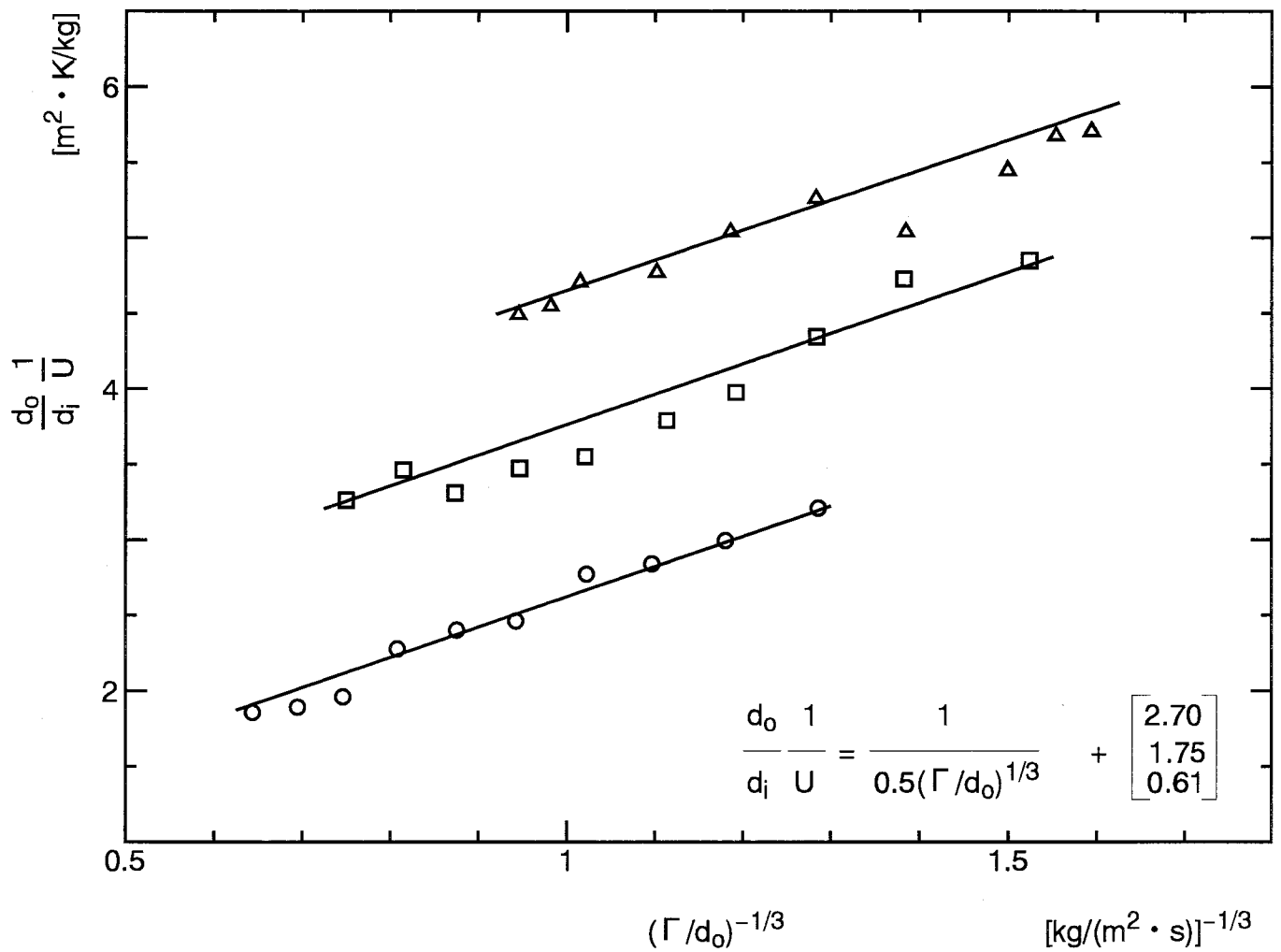
図中の3本の直線は平行であり、各々の直線の y 切辺は水 G_F が無限大の時のブラインと水膜の間の熱抵抗である。つまり実験時の管内ブラインの流速によって y 切辺は決まる。

違う解析方法として、縦軸に水膜の熱伝達率 h_F 、横軸に Γ/d_o をとって整理したものを付図8に示す。図中の●、■、▲ は個々の U の測定値と Sellarsらの式(4)における h_B の値から式(9)によって h_F の値を計算したもの、同じく図中の○、□、△ は個々の U の測定値と前節で求めた実験値 h_B の値から式(9)によって h_F の値を計算したものである。また、図中の実線は本実験での流下水膜の熱伝達率 h_F の値を前節の解析方法によって近似的に次式で表せる。

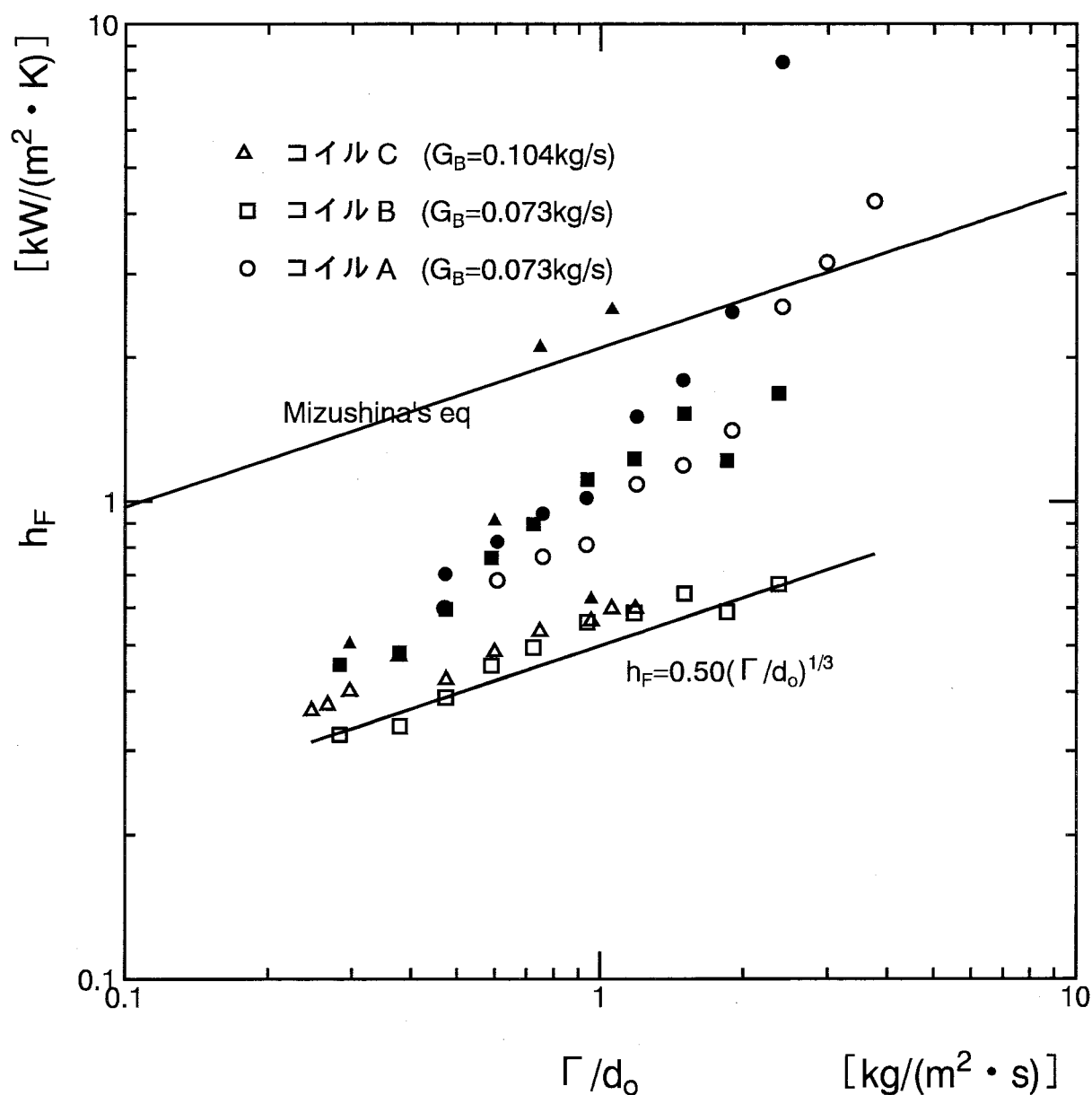
$$h_F = 0.50 (\Gamma/d_o)^{1/3} \quad (11)$$

式(11)の h_F の値は水科らの式(6)の約1/4であり、本実験の流下水膜の熱伝達率の測定値は、蒸発冷却器管群の場合よりもかなり小さい。

この解析方法では水流量が大きい範囲で h_F の値が式(11)よりかなり大きくなる。これは(9)式に代入する、前節で求めた h_B の値が小さかったためである。このことから式(11)は流下水膜の熱伝達率の下限值と考えるのが妥当である。



付図7 流下水膜の熱伝達率測定実験
(ウィルソンプロット法)



付図 8

U の測定値と式(10)

U の測定値と Sellars 等の式(4)

を用いて求めた水膜の熱伝達率

付-6-3 h_B 、 h_F を少しずつ変えながら探した熱伝達率

付-5-4節で述べたように h_B 、 h_F を少しずつ変えながら、実験で測定した値を代入して決めた h_B の値を付図9に示す。○はコイルA ($d_i=10.92\text{mm}$ 、 $G_F=0.023\text{kg/s}$) の場合、□はコイルB ($d_i=16.91\text{mm}$ 、 $G_F=0.032\text{kg/s}$) の場合、△はコイルC ($d_i=38.24\text{mm}$ 、 $G_F=0.016\text{kg/s}$) の場合である。図に示したように管径の違いによるブラインの熱伝達率 h_B の変化があまり無かったので、ここではコイルA、B、Cともに $h_B \sim u_B$ でまとめた。その結果ブラインの熱伝達率 h_B は近似的に次式(12)で表される。

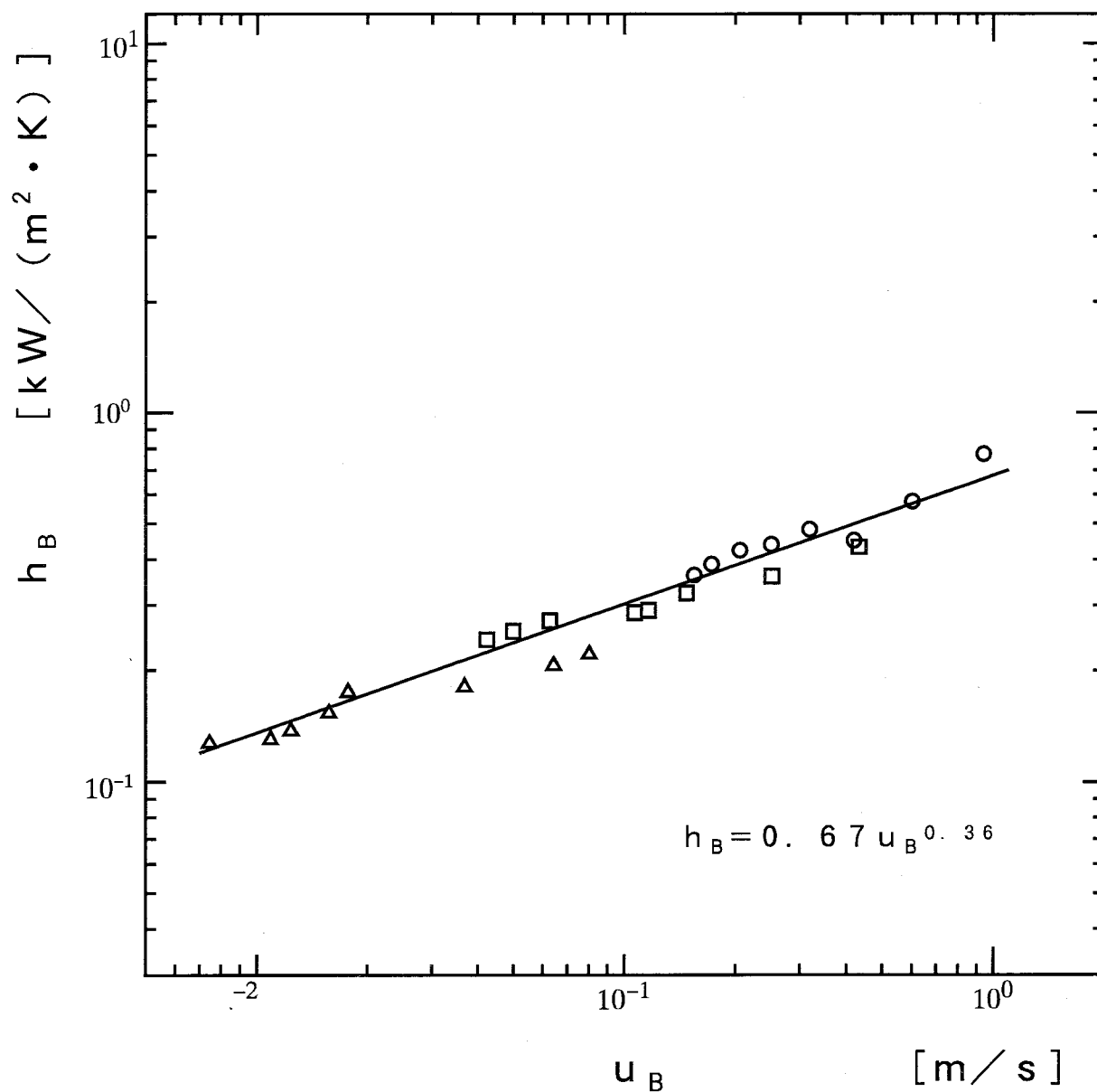
$$h_B = 0.67 u_B^{0.36} \quad (12)$$

これは、Sellarsらの式(4)においてコイルB ($d_i=16.91\text{mm}$) でのもと同じであった。

一方(12)式を(9)式に代入して決めた h_F の値を付図10に示す。○がコイルA ($d_o=12.70\text{mm}$ 、 $G_B=0.073\text{kg/s}$) の場合、□がコイルB ($d_o=19.05\text{mm}$ 、 $G_B=0.073\text{kg/s}$) の場合、△がコイルC ($d_o=41.28\text{mm}$ 、 $G_B=0.104\text{kg/s}$) の場合である。このとき流下水膜の熱伝達率 h_F は近似的に次式(13)によって表される。

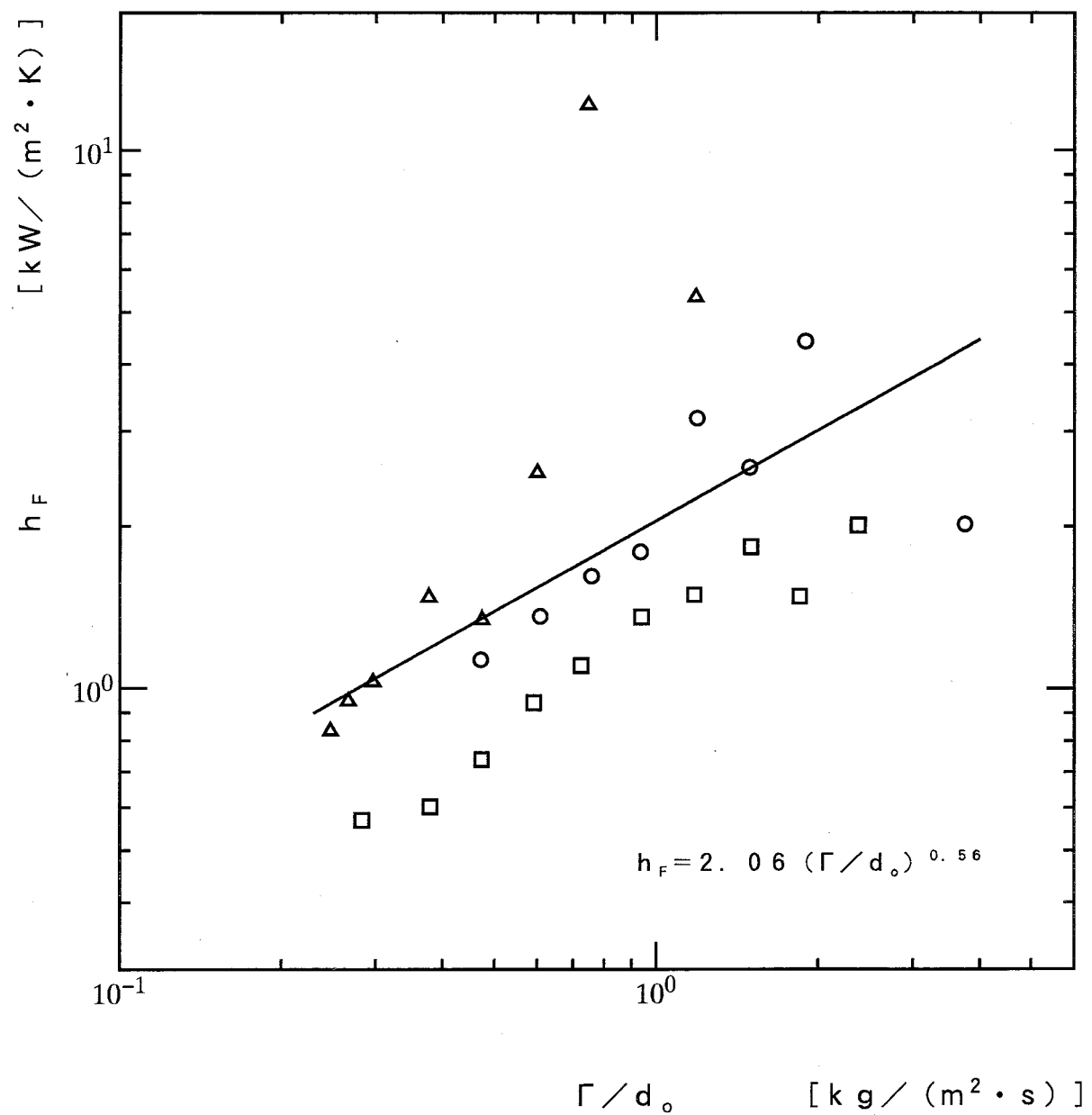
$$h_F = 2.06 (\Gamma / d_o)^{0.56} \quad (13)$$

この式(13)は水科らの実験値(6)に比べ傾きが約1.7倍である。また h_F は単位面積当たりの水膜流量が1 ($\Gamma / d_o = 1 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$) を境にして水科らの値より大きくなる。



付図 9

式 (9) および付図 10 より求めたブラインの熱伝達率



付図 10

式 (9) および付図 9 より求めた水膜の熱伝達率

付-7 まとめ

付図3および付図4から分かるように本実験のブラインの熱伝達率 h_B の測定値は、(10)式をまとめて次の様に表せる。

$$h_B = (2 \times 10^{-3} \times d_i + 0.9) u_B^{0.36}$$

Sellarsらの式(4)における $x = x_1 = 0.6m$ とした時の値と比べると、約1.2倍～約1.8倍である。

付図3の傾きから求めたブラインの熱伝達率 h_B の値(付図4)は、Sellarsらの式(4)の h_B に比べ大きかった。この、グラフの傾きより求めた h_B の値は、管内ブラインの流速を何通りかに変えたとき、ブラインと水膜の間の熱抵抗 $1/U$ がどのように変わるかを測定して求めたものである。このとき、ブライン流速がある点を越えて遅くなると、 $1/U$ の増加率が減ってくる傾向があった。管内ブライン流速がこの点よりも速い領域において $1/U$ を測定し、その傾きから求めた h_B の値は、Sellarsらの値により近づく物と思われる。

この(9)式右辺第3項の流下水膜の熱伝達率 h_F を水科らの実験式(6)によって与えたもの(付図6、●■▲ —)と、付-6-2節で求めた本実験値である(11)式によって与えたもの(付図5、○□△ —)とを比較する。A、B、Cいずれのコイルも(○□△ —)の方が(●■▲ —)よりも大きい。これは付図8を見ても分かる通り水膜の熱伝達率 h_F の値は本実験による値(式(11))の方が、水科等の値(式(6))に比べ小さいためである。

付図7より流下水膜の熱伝達率は次のように表せる。

$$h_F = 0.50 (\Gamma / d_o)^{1/3}$$

h_F の値は水科らの式(6)の約1/4であり、本実験の流下水膜の熱伝達率の測定値は、蒸発冷却器管群の場合よりもかなり小さい。

一方付図8から分かるように、(3)式右辺第1項のブラインの熱伝達率 h_B を Sellarsらの式(4)によって与えたもの(●■▲ —)は、付-6-1節で求めた本実験値(10)によって与えたもの(○□△ —)よりも大きい。これは付図5、付図6に示されるようにブラインの熱伝達率 h_B の値は、本実験による値の方が Sellarsらの値(式(4))に比べ大きいためである。

謝 辞

本研究は、東京商船大学動力システム工学講座の藤田稔彦教授のご指導のもとに行われたものであり、その間適切なご助言とご教示を賜り、心から感謝の意を表します。

装置の製作および実験に関しましては機械設備工学実験室の山下孝治助手、下川主税助手並びに勝野勇技官に多大なご協力を頂きました。ここに厚くお礼申し上げます。

そして本研究と一緒に行った学部生の岡本研一氏、牧島泰長氏、薄井美樹子君並びに西峰正人君を始めとし、本研究室の皆様に感謝致します。

[参考文献]

- 1) 藤田稔彦・千葉孝男・高橋 勉：空気調和・衛生工学会論文集，No. 53，pp. 47-55 (1993) .
- 2) 藤田稔彦・後藤文宏・山下孝治・毛虹毅・勝野 勇：平成6年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 937-940 (1994) .
- 3) ナイブライン技術資料，丸善ケミカル㈱ (1986) .
- 4) 日本機械学会編：機械工学便覧 改訂第6版，熱および熱力学，p. 11-25 (1976) .
- 5) 水科篤郎・伊藤龍象・宮下尚：化学工学，31-5，pp. 469-473 (1967) .